



⑯ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND  
  
DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑯ ⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑯ ⑯ **DE 199 06 626 A 1**

⑯ ⑯ Int. Cl.<sup>7</sup>:  
**F 04 B 1/04**

⑯ ⑯ Aktenzeichen: 199 06 626.4  
⑯ ⑯ Anmeldetag: 17. 2. 1999  
⑯ ⑯ Offenlegungstag: 13. 4. 2000

**DE 199 06 626 A 1**

⑯ ⑯ Innere Priorität:  
198 46 020. 1 06. 10. 1998  
⑯ ⑯ Anmelder:  
Mannesmann Rexroth AG, 97816 Lohr, DE  
⑯ ⑯ Vertreter:  
WINTER, BRANDL, FÜRNİSS, HÜBNER, RÖSS,  
KAISER, POLTE, Partnerschaft, 80336 München

⑯ ⑯ Erfinder:  
Pawellek, Franz, 97840 Hafenlohr, DE; Arnold,  
Bernhard, 97849 Roden, DE  
⑯ ⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:  
DE 37 09 785 C2  
DD 1 58 926

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

⑯ ⑯ Pumpenanordnung  
⑯ ⑯ Offenbart ist eine Pumpenanordnung, die insbesondere für Common-Rail-Einspritzsysteme geeignet ist. Die Pumpenanordnung hat eine Hochdruckpumpe in Radialkolbenbauweise, bei der eine Kolbeneinheit hydrostatisch in Richtung auf den Exzenter vorgespannt sind.

**DE 199 06 626 A 1**

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Pumpenanordnung mit einer Hochdruckpumpe in Radialkolbenbauweise.

Ein besonders wichtiges Anwendungsgebiet von Radialkolbenpumpen ist die Verwendung bei Kraftstoffeinspritzsystemen, insbesondere für Dieselmotoren. In den letzten Jahren konnten die Dieselmotoren den technologischen Fortschritt der Otto-Motoren im Hinblick auf Leistung und Laufkultur aufholen. Ein wesentlicher Beitrag zur Weiterentwicklung der Dieselmotoren brachte der Einsatz der sogenannten Common-Rail-Kraftstoffeinspritzsysteme, bei denen der Kraftstoff über eine Vorförderpumpe aus einem Tank angesaugt und zur Saugseite einer Hochdruckpumpe gefördert wird, über die der Kraftstoff auf den Betriebsdruck von etwa 1.500 bar gebracht wird. Dieser druckbeaufschlagte Kraftstoff wird einer Hochdruckleitung, der sogenannten Common-Rail zugeführt, aus der heraus der komprimierte Kraftstoff über Injektoren in die Zylinder eingespritzt wird. Die Injektoren erlauben eine individuelle Anpassung der Einspritzmenge jedes Zylinders an die Betriebsbedingungen, so daß die Laufkultur und Leistung derartiger Common-Rail-Dieselmotoren gegenüber den herkömmlichen Dieselmotoren mit konventioneller Einspritztechnik wesentlich verbessert werden konnte.

Bei der Auslegung derartiger Common-Rail-Einspritzsysteme ist man bemüht, die Bauelemente möglichst kompakt und leistungsfähig auszuführen, um das Fahrzeuggewicht zu senken und die Leistung zu optimieren. Die üblicherweise eingesetzten Radialkolbenpumpen haben eine ungerade Anzahl an Pumpenelementen (Zylinder), um durch die Überlagerung der Kraftstoffvolumenströme der einzelnen Pumpenelemente eine möglichst geringe Volumenstrompulsation und somit eine gleichförmige Förderung zur Common-Rail zu erzielen. Jede Pumpeneinheit hat einen Zylinder, in dem ein Kolben geführt ist, der mit einem Gleitschuh auf einem Exzenter einer Exzenterwelle oder auf einem Exzenterring anliegt. Die Steuerung der Kraftstoffzufuhr und -abfuhr zum beziehungsweise aus dem Verdrängerraum erfolgt über Saug- beziehungsweise Druckventile. Um eine zuverlässige Anlage des Kolbens an dem Exzenter zu gewährleisten, ist eine Druckfeder vorgesehen, über die der Kolben in Richtung auf den Exzenter vorgespannt ist. Diese Druckfeder greift beispielsweise am Außenumfang des Kolbens an, so daß im Pumpengehäuse geeignete Aufnahmen- und Abstützelemente für die Druckfeder vorgesehen werden müssen. Der montage- und vorrichtungstechnische Aufwand zur Vorspannung der Kolben ist bei herkömmlichen Systemen demgemäß erheblich.

In der DE-197 27 249 A1 ist eine Radialkolbenpumpe beschrieben, deren Kolben jeweils mit im Zylinder geführten Stützkolben verbunden ist. Diese Kolbeneinheit wird ebenfalls in der vorbeschriebenen Weise über eine Druckfeder in ihre Anlageposition vorgespannt. Diese Stützkolben sollen ein Verdrehen des Exzenterrings verhindern. Auch bei dieser Lösung ist ein erheblicher Aufwand zur Führung der Stützkolben und Abstützung der Druckfedern erforderlich.

Demgegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die Kraftbeaufschlagung der Kolben einer Pumpenanordnung in Richtung auf den Exzenter, den sogenannten Kolbenauszug, derart zu gestalten, daß der vorrichtungs- und montagetechnische Aufwand gegenüber den herkömmlichen Lösungen verringert ist.

Diese Aufgabe wird durch eine Pumpenanordnung mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Durch die Maßnahme, den Kolbenauszug nicht durch die Kraft einer Feder sondern hydraulisch über eine Druckkraft resultierende zu bewirken, kann der Bauraum zur Aufnahme

der bisher verwendeten Druckfedern eingespart werden, so daß die Hochdruckpumpe kompakter ausgebildet werden kann. Aufgrund des geringeren Durchmessers der Pumpeneinheiten können mehr Pumpeneinheiten am Umfang des Exzenter verteilt werden, so daß die Volumenstrompulsation gegenüber herkömmlichen Lösungen weiter verringert werden kann.

Unter Druckkraftresultierender soll im folgenden die auf 5 die Kolbeneinheit (Kolben, Stützkolben) wirkende Druckkraft verstanden werden die sich aus den in Radialrichtung wirkenden Drücken ergibt.

Darüber hinaus kann durch den Wegfall der Druckfedern 10 das Gewicht der Pumpe gegenüber den bekannten Lösungen verringert werden.

15 Versuche zeigten, daß das dynamische Verhalten des erfindungsgemäßen, mit hydrostatischem Auszug arbeitenden Pumpenkonzepts wesentlich besser als dasjenige der herkömmlichen Pumpenkonstruktionen ist, so daß auch bei ungünstigen Betriebsbedingungen, beispielsweise beim Heißstart des Motoren oder bei Lastwechseln eine gleichmäßige Versorgung der Common-Rail mit Kraftstoff gewährleistet 20 ist. Es zeigte sich, daß bereits bei Differenzdrücken von wenigen bar diejenigen Kolbenauszugskräfte übertroffen werden, die bei herkömmlichen Pumpen durch die vorgeschriebenen Druckfedern erzielbar waren, so daß stets eine zuverlässige Anlage der Gleitschuhe an den Exzenter gewährleistet ist.

25 Insbesondere bei Konstruktionen, bei denen der Kolben direkt oder über einen Gleitschuh auf dem Exzenterring aufliegt kann die Druckdifferenz zur Bewirkung des hydrostatischen Kolbenauszugs vorteilhafterweise in einem Druckraum und einem Exzenter- bzw. Zylinderraum aufgebaut, wobei der Druck im Druckraum über eine kleine Verbindungsbohrung zur Anlagefläche des Exzenter an den Kolben oder an dessen Gleitschuh geführt ist, während in dem 30 den Kolbenfuß umgebenden Exzenterraum ein höherer Druck herrscht, als derjenige im Druckraum. Die Druckdifferenz ist durch eine geeignete Schaltung einstellbar, so daß der Kolbenfuß stets zuverlässig in Richtung auf den Exzenter vorgespannt ist.

35 Der Aufbau der erfindungsgemäßen Pumpenanordnung ist besonders kompakt, wenn der Druckraum durch eine Zuführleitung in der Exzenterwelle gebildet ist, in der die Verbindungsbohrung in der Exzenterwelle gebildet ist, in der die Verbindungsbohrung mündet und die mit einem Tank oder einem Zulauf für das Druckmittel verbunden ist.

40 Die Ausbildung der Zuführleitung ist einfach, wenn diese als Axialbohrung ausgeführt ist, die über Radialbohrungen mit einer Ringnut am Außenumfang der Exzenterwelle verbunden ist, so daß das Druckmittel durch die Axialbohrung, 45 die Radialbohrungen, die Ringnut und die darin mündenden Verbindungsbohrungen zu den jeweiligen Zylindern führbar ist.

45 Die mechanische Belastung der auf Biegung beanspruchten Exzenterwelle ist besonders gering, wenn die Radialbohrungen in die neutrale Phase der Exzenterwelle gelegt werden.

50 Der höhere Druck in dem Exzenterraum wird vorzugsweise eingestellt, indem dieser über eine Druckleitung mit dem Ausgang einer Vorförderpumpe verbunden ist. Zur Einstellung der Druckdifferenz über der Anlagefläche kann in dieser Druckleitung eine Ventileinrichtung vorgesehen werden, über die der Druck in der Leitung und damit im Exzenterraum innerhalb eines vorbestimmten Bereiches gehalten wird.

55 Bei den vorbeschriebenen Ausführungsformen wird eine auf den Kolben oder seinen Gleitschuh wirkende Druckdifferenz ausgebildet, über die der Kolben beim Kolbenauszug in Richtung auf den Exzenter in seine Anlageposition ge-

drückt wird. Dabei muß die Anlagefläche in geeigneter Weise druckentlastet werden, um die Druckdifferenz in der vorbestimmten Höhe aufzubauen zu können. Bei der Verwendung eines Stützkolbens zur Lagesicherung des Exzenterrings kann diese Druckkraftresultierende in einer alternativen Ausführungsform auch auf den Stützkolben drücken, so daß der Kolben nur mittelbar über diese Druckkraftresultierende in seine Anlageposition vorgespannt ist.

Bei einem mit besonders geringem Aufwand realisierbaren Ausführungsbeispiel ist der Stützkolben tassenförmig ausgebildet, wobei der Kolben auf der Innenseite des Stützkolbenbodens aufliegt. D. h., bei dieser Variante übernimmt der Stützkolben einerseits die Stabilisierung des Exzenterrings und andererseits die Aufgabe des Gleitschuhes zur Verringerung der Reibung zwischen Kolben und Exzenterring.

Dieser Stützkolben wird über den Druck in einer Druckleitung in seine Anlageposition vorgespannt.

Bei der Ausbildung von mehreren Zylindern in einer Pumpenanordnung werden deren Stützkolben über einen gemeinsamen Verbindungskanal mit der Druckleitung verbunden. D. h., das Druckmittel kann entlang des Verbindungskanals zwischen den Stützkolben hin- und herströmen, so daß der entsprechende Druckmittelraum als geschlossenes System ausgebildet werden kann.

Dabei wird es besonders bevorzugt, wenn in der Druckleitung ein Rückschlagventil vorgesehen ist, über das Druckmittel in den geschlossenen Druckraum nachströmen kann.

Für den Fall, daß die Pumpenanordnung auch eine Vorförderpumpe aufweist wird es bevorzugt, wenn der Druck in der Druckleitung dem Vorförderdruck entspricht und ein in Gegenrichtung auf den Stützkolben wirkender Druck etwa dem Druck an der Saugseite der Vorförderpumpe oder dem Tankdruck entspricht.

Eine besonders gut für Common-Rail-Einspritzsysteme geeignete Pumpenanordnung erhält man, wenn die der Hochdruckpumpe hydraulisch vorgeschaltete Vorförderpumpe ebenfalls als Radialkolbenpumpe ausgeführt ist, deren Verdränger von der gleichen Exzenterwelle angetrieben werden. Das heißt, die Verdränger der Vorförderpumpe und die Kolben der Hochdruckpumpe können entweder wechselweise am Umfang eines Exzenter verteil werden oder aber, bei einer alternativen Ausführungsform in zwei parallelen Ebenen axial hintereinanderliegend auf der Exzenterwelle angeordnet werden. Beide Varianten zeichnen sich durch einen äußerst kompakten Aufbau aus, wobei durch eine einzige, gemeinsame Antriebswelle ein synchroner Lauf gewährleistet ist.

Der guten Ordnung halber sei angemerkt, daß sich die Anmelderin vorbehält, auf diese besondere Relativanordnung der Vorförderpumpe und der Hochdruckpumpe in einem einzigen Pumpengehäuse mit einer gemeinsamen Exzenterwelle eine eigene Anmeldung zu richten, wobei diese Ausführungsform nicht auf den hydrostatischen Kolbenauszug beschränkt wäre, sondern auch einen konventionellen Kolbenauszug aufweisen könnte.

Beim Antrieb der Vorförder- und der Hochdruckpumpe über einen gemeinsamen Exzenter wird es bevorzugt, wenn wechselweise drei Kolben der Hochdruckpumpe und drei Verdränger der Vorförderpumpe am Umfang eines Exzenter verteil werden, so daß über diesen sechs Verdrängereinheiten umlaufend angesteuert werden. Alternativ könnten die drei Kolben der Hochdruckpumpe und die drei Verdränger einer Vorförderpumpe in zwei Ebenen koaxial hintereinander angeordnet werden. Bei derartigen Systemen mit ungerader Anzahl von Pumpeinheiten ist eine geringe Volumenstrompulsation gewährleistet.

Der Aufbau der Vorförderpumpe läßt sich in beiden Fällen vereinfachen, wenn deren Sauganschluß durch eine Durchgangsbohrung im Verdränger gebildet wird, die mit einer Ansaug- oder Steuerbohrung in einem Exzenterring 5 der Exzenterwelle zusammenwirkt, so daß durch eine Tangentialbewegung der Exzenterring-Anlagefläche die Axialbohrung des Verdrängers zum Ansaugen auf- bezüglichweise zusteuert ist.

Die Verstellung der Hochdruckpumpe erfolgt vorzugsweise 10 über eine Saugdrosselung mittels eines Volumenstromregelventils.

Der Aufbau der Pumpenanordnung ist aus fertigungstechnischer Sicht besonders vorteilhaft, wenn das Pumpengehäuse 15 dreiteilig mit einem Pumpenflansch, einem Zylindergehäuse und einem Pumpendeckel ausgeführt ist, so daß die benötigten Anschlüsse, Verbindungskanäle etc. im Bereich der Trennebene zwischen den genannten Bauelementen ausgeführt sein können.

Auch bei sauggedrosselten Systemen wird das Druckmittel 20 stark erwärmt, so daß eine Kühlung erforderlich sein kann. In diesen Fällen wird im Pumpengehäuse ein von der Exzenterwelle angetriebenes Kühlgelände vorgesehen, über das der Zulauf zu oder der Rücklauf von einem Verbraucher durch Konvektion kühlbar ist.

Um den Verschleiß der Pumpenanordnung möglichst gering zu halten, können im Bereich der Anlagefläche zwischen Kolben und Exzenterwelle feine Kerben ausgebildet werden, über die eine geringe Kühlströmung vom Exzenterraum in den Druckraum ermöglicht wird.

Sonstige Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der weiteren Unteransprüche.

Im folgenden werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand schematischer Zeichnungen näher erläutert.

Es zeigen:

**Fig. 1** ein Schaltschema einer erfindungsgemäßen Pumpenanordnung;

**Fig. 2** einen Querschnitt durch eine Pumpenanordnung für die Hydraulikschaltung aus **Fig. 1**;

**Fig. 3** einen Längsschnitt durch die Pumpenanordnung aus **Fig. 2**;

**Fig. 4** einen Längsschnitt entlang einer anderen Schnittebene als derjenigen aus **Fig. 3**;

**Fig. 5** eine Ansicht eines Pumpendeckels der Pumpenanordnung aus **Fig. 2**;

**Fig. 6** einen Längsschnitt durch ein zweites Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Pumpenanordnung;

**Fig. 7** einen Längsschnitt durch ein drittes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Pumpenanordnung und

**Fig. 8** eine schematisierte Schnittdarstellung eines vierten Ausführungsbeispiels einer Pumpenanordnung.

**Fig. 1** zeigt ein stark vereinfachtes Schaltschema für eine in einem Common-Rail-Einspritzsystem eingesetzte Pumpenanordnung **1**. Diese hat eine Vorförderpumpe **2**, über die Dieselkraftstoff aus einem Tank **T** angesaugt und zu einem Sauganschluß **4** einer Hochdruckpumpe **6** gefördert wird.

Der druckbeaufschlagte Kraftstoff wird über einen Hochdruckanschluß **8** an eine Common-Rail CR abgegeben.

Zwischen dem Tank **T** und der Vorförderpumpe **2** ist ein 60 Filter **10** vorgesehen, über den Verunreinigungen und Ausflockungen (Paraffin) aus dem Kraftstoff herausfilterbar sind.

In einer sich zwischen dem Druckanschluß der Vorförderpumpe **2** und dem Sauganschluß **4** der Hochdruckpumpe **6** erstreckenden Saugleitung **12** ist ein Volumenstromregelventil **14** ausgebildet, über das der Kraftstoffvolumenstrom gedrosselt und somit der Füllgrad der Hochdruckpumpe **6** verstellt werden kann. In der federvorgespannten Grundpo-

sition befindet sich das Volumenstromregelventil **14** in seiner Sperrstellung. Prinzipiell sind jedoch auch andere Schaltungsvarianten vorsehbar.

Von der Saugleitung **12** zweigt eine Druckleitung **16** ab, die zu einer Ventileinrichtung **20** geführt ist, über die der Druck im Bereich zwischen der Ventileinrichtung **20** und einem Druckanschluß **18** auf einen vorbestimmten Bereich zwischen beispielsweise 3 bis 10 bar einstellbar ist. Der Druckanschluß **18** mündet in einem Exzenterraum **62**, auf den im folgenden eingegangen wird.

Für die vorbeschriebene Aufgabe können eine Vielzahl von Ventilkonstruktionen verwendet werden, so daß die folgende Beschreibung der Ventileinrichtung lediglich beispielhaft aufgefaßt werden soll.

Die dargestellte Ventileinrichtung **20** hat einen Ventilkörper **22**, der in einem Gehäuse geführt ist. Der Ventilkörper **22** wird über eine Druckfeder **26** in eine Stellung vorgespannt, in der zwei Anschlüsse **28, 30** abgesperrt sind. Der in Fig. 1 obere Anschluß **28** ist über eine Verbindungsleitung **17** mit dem Druckanschluß **18** verbunden, während der andere Anschluß **30** über eine Tankleitung **32** mit dem Tank T verbunden ist. Die Stirnfläche des Ventilkörpers **22** ist über die Druckleitung **16** mit dem Druck in der Saugleitung **12**, das heißt mit dem Ausgangsdruck der Vorförderpumpe **2** beaufschlagt. Die Kraft der Druckfeder **26** ist so ausgewählt, daß die Verbindung zum Druckanschluß **18** über den Anschluß **28** erst dann aufgesteuert wird, wenn die Vorförderpumpe **2** einen Druck von zumindest 3 bar aufgebaut hat. Beim Überschreiten der oberen Grenze, die beim gezeigten Ausführungsbeispiel bei etwa 10 bar liegt, wird der Anschluß **30** aufgesteuert, so daß ein Kraftstoffteilstrom zum Tank T zurückgeführt und der Druck am Druckanschluß **18** auf den Maximalwert (im vorliegenden Ausführungsbeispiel 10 bar) beschränkt ist. Das heißt, am Druckanschluß **18** liegt ein Druck im Bereich von 3 und 10 bar an. Unterhalb der vorgenannten unteren Grenze wird die Verbindung zwischen den Leitungen **16, 17** abgesperrt. Die Verbindungsleitung **17** kann jedoch über nicht dargestellte Kerben mit der Tankleitung **32** verbunden werden, so daß der Druck im Exzenterraum abgebaut werden kann.

Die im Schaltschema gemäß Fig. 1 dargestellte Hochdruckpumpe **6** ist als Radialkolbenpumpe mit drei Pumpeinheiten **34, 35, 36** ausgeführt, die einen Kolben **38**, einen Zylinder **40**, ein Saugventil **42** und ein Druckventil **44** aufweisen. Die Saugventile verbinden den Verdrängerraum der jeweiligen Pumpeinheiten **34** bis **36** mit einer Zulaufleitung **46**, die über den Sauganschluß **4** mit dem Ausgangsanschluß des Volumenstromregelventils **14** verbunden ist.

Der Eingang eines jeden Saugventils **42** ist über eine Entlüftungsdrossel **50** mit einer Rücklaufleitung **52** verbunden, die im Tank T mündet.

Die Druckventile **44** sind über eine Sammelleitung **48** mit dem Hochdruckanschluß **8** verbunden.

Der Antrieb der Kolben **38** erfolgt über eine Exzenterwelle **54**, auf der ein Exzenterring **56** geführt ist, auf dessen Anlageflächen Gleitschuhe **60** der Kolben **38** aufliegen.

Der Exzenterraum **62** ist im Pumpengehäuse ausgebildet, in den die kolbenfußseitigen Endabschnitte der Kolben **38** mit den Gleitschuhen **60** eintauchen und in dem auch die Anlageflächen **58** des Exzenterrings **56** angeordnet sind.

Die Exzenterwelle **54** ist von einer Axialbohrung **64** durchsetzt, die über eine Tankleitung **66** mit der Rücklaufleitung **52** und damit mit dem Tank T verbunden ist. Die Axialbohrung **64** ist über zwei Radialbohrungen **68** mit einem Ringraum oder einer Ringnut **70** am Außenumfang der Exzenterwelle **54** oder am Innenumfang des Exzenterrings **56** verbunden. Jeder der vorbeschriebenen Pumpeinheiten **34** bis **36** ist eine Verbindungsbohrung **71** zugeordnet, die

den Exzenterring **56** in Radialrichtung durchsetzt und über die der Druck im Ringraum **70** zur Anlagefläche **58** im Bereich zwischen dem Gleitschuh **60** und dem Kolben **38** geführt ist.

- 5 Demgemäß wird der Kolben **38** von einer Druckdifferenz beaufschlagt, die durch den Druck im Exzenterraum **62** einerscits und dem Druck in den Verbindungsbohrungen **71** andererseits bestimmt ist. Das heißt, durch die Druckdifferenz über der Anlagefläche **58** (im Anlagebereich zwischen
- 10 Gleitschuh **60** und Exzenter **56**) wird die Andruckkraft des Kolbens **38** an den Exzenter bestimmt. Dieser hydrostatische Kolbenauszug ermöglicht es, vollständig auf die üblicherweise eingesetzten Druckfedern zu verzichten, über die die Kolben **38** in Richtung auf den Exzenterring **56** vorgespannt sind.

Um die Schwächung der Exzenterwelle **54** durch die Axial- und Radialbohrungen **64, 68** auf ein Minimum zu reduzieren, werden die Radialbohrungen **68** im Bereich der neutralen Faser der auf Biegung beanspruchten Exzenterwelle **54** ausgebildet, so daß eine maximale Festigkeit bei minimalem Exzenterwellenquerschnitt erzielbar ist.

Bei dem gezeigten Ausführungsbeispiel sind die Druckfedern der Saugventile **52** vergleichsweise schwach, mit etwa 1,5 bar ausgelegt, so daß ein weiches Schließen der Saugventile **42** gewährleistet ist. Über die Entlüftungsdrosseln **50** können insbesondere beim Warmstart des Dieselmotors eventuell vorhandene Dampfblasen schnell zum Tank T zurückgeführt werden, so daß eine optimale Füllung der Verdrängerräume der Hochdruckpumpe **6** gewährleistet ist.

30 In den folgenden Zeichnungen werden einige konkrete Ausführungsbeispiele für Pumpenanordnungen beschrieben, die in dem in Fig. 1 dargestellten Schaltschema für ein Common-Rail-Einspritzsystem verwendbar sind.

Bei dem im folgenden anhand der Fig. 2 bis 5 beschriebenen Ausführungsbeispiel sind die Vorförderpumpe **2** und die Hochdruckpumpe **6** in einem gemeinsamen Pumpengehäuse **72** (siehe Fig. 3) aufgenommen. Wie insbesondere aus Fig. 3 entnehmbar ist, hat dieses Pumpengehäuse **72** einen dreiteiligen Aufbau, mit einem Pumpenflansch **74**, einem die Pumpeinheiten aufnehmenden Zylindergehäuse **76** und einem Pumpendeckel **78**. Dieser plattenförmige Aufbau ermöglicht es, die erforderlichen Verbindungskanäle und Verdrängerelemente mit vergleichsweise geringem Aufwand im Zylindergehäuse **76** beziehungsweise in der Trennebene zwischen den Bauelementen **74, 76, 78** auszubilden.

45 Die Zentrierung des Zylindergehäuses **76** mit Bezug zum Pumpendeckel **78** beziehungsweise zum Pumpenflansch **74** erfolgt beim gezeigten Ausführungsbeispiel mittels eines dünnwandigen Stahlrohres **80**, das den Außenumfang der scheibenförmigen vorgenannten Bauteile umgreift. Das Stahlrohr **80** kann beispielsweise durch Aufschrumpfen oder auf ähnliche Weise aufgebracht werden. Selbstverständlich sind auch andere Maßnahmen zur Zentrierung der Bauelemente zueinander, wie beispielsweise Zentriervorsprünge/-nuten, Paßstifte etc. einsetzbar.

50 Die vom Verbrennungsmotor angetriebene Exzenterwelle **54** taucht vom Pumpenflansch **74** her in das Pumpengehäuse **72** ein und ist in diesem über geeignete Gleitlager **82** und Dichtungen **84** gelagert. Die Exzenterwelle **54** hat einen Exzenter **86**, auf dem der Exzenterring **56** leitend geführt ist.

55 Die Relativanordnung der Verdränger/Kolben **38/88** der Vorförderpumpe **2** beziehungsweise der Hochdruckpumpe **6** ist besonders gut aus Fig. 2 ersichtlich, die einen Querschnitt durch das Zylindergehäuse **76** zeigt.

60 Demgemäß ist der auf dem Exzenter **86** der Exzenterwelle **54** geführte Exzenterring **56** mit sechs Abflachungen oder Anlageflächen **58** ausgebildet, an denen in wechselnder Reihenfolge ein Kolben **38** der Hochdruckpumpe **6** bezie-

hungswise ein Verdränger **88** der Vorförderpumpe **2** anliegen. Die Zylinder **40** der Hochdruckpumpe **6** und die Verdrängerzylinder **90** der Vorförderpumpe sind entsprechend als Radialbohrungen im Pumpenkörper **76** ausgebildet.

Gemäß **Fig. 2** sind des weiteren noch Axialbohrungsabschnitte **92**, **94**, **96** ausgebildet, die einen Teil der in **Fig. 1** dargestellten Saugleitung **12** zwischen Vorförderpumpe **2** und Volumenstromregelventil **14** (Axialbohrung **92**) beziehungsweise einen Abschnitt der Druckleitung **16** zur Ventileinrichtung **20** (Axialbohrung **94**) beziehungsweise einen Teil der Sammelleitung **48** (Axialbohrung **96**) ausbilden.

Wie insbesondere aus **Fig. 3** hervorgeht, sind die Saugventile **42** und die Druckventile **44** der Hochdruck-Pumpeinheiten **34** bis **36** in herkömmlicher Bauweise als Plattenventile ausgeführt. Die Saugventile **42** sind dabei koxial zu den Achsen der Zylinder **40** angeordnet, während die Druckventile **44** in Aufnahmen im Pumpenflansch **74** gelagert sind. Der Eingangsanschluß jedes Druckventils **44** ist über einen Verbindungsbohrungsabschnitt **98** mit dem Verdrängerraum der zugeordneten Pumpeinheit **34** bis **36** verbunden. Die Ausgangsanschlüsse der Druckventile **44** münden in einen Druckkanal **100**, der im Pumpenflansch **74** ausgebildet ist und praktisch die Sammelleitung **48** des in **Fig. 1** dargestellten Systems darstellt. Der Druckkanal **100** ist bei dem in **Fig. 5** dargestellten Ausführungsbeispiel durch drei einander schneidende Tangentialbohrungen **101**, **102**, **103** ausgebildet, die vom Außenumfang des Pumpenflansches **74** her gebohrt werden und deren Mündungsabschnitte im Umfangsbereich des Pumpenflansches **74** über Verschlußkörper **104** verschlossen sind. Der Druckkanal **100** mündet in dem Axialbohrungsabschnitt **96** (**Fig. 2**) der zu dem im Pumpendeckel ausgebildeten Hochdruckanschluß **8** geführt ist.

Wie bereits eingangs erwähnt wurde, liegen die Kolben **38** der Hochdruckpumpe über Gleitschuhe **60** an den Anlageflächen **58** an. Diese Gleitschuhe **60** haben einen bekannten Aufbau, so daß auf eine Beschreibung verzichtet werden kann.

Die Zuführung des Druckmittels (Kraftstoff) zum Saugventil **42** folgt über einen Saugkanal **106**, der im Pumpendeckel **78** und im Umfangsbereich des Zylindergehäuses **76** ausgebildet ist. Bei dem beschriebenen Ausführungsbeispiel ist der Saugkanal **106** im Bereich jedes Saugventils **42** über die eingangs beschriebene Entlüftungsdrossel **50** mit einem Entlüftungskanal **110** verbunden. Die Entlüftungsdrossel **50** ist beim gezeigten Ausführungsbeispiel durch feine Umfangskerben am Außenumfang des Pumpenflansches **78** ausgebildet, so daß Dampfblasen im Eingangsbereich der Saugventile **42** über die Umfangskerben in den ebenfalls am Außenumfang des Pumpendeckels **78** ausgebildeten Entlüftungskanal **110** ableitbar sind. Letzterer ist, wie in **Fig. 4** dargestellt ist, mit einem Tankanschluß **112** im Pumpendeckel verbunden. Durch diese Konstruktion können Dampfblasen im Bereich des Sauganschlusses schnellstmöglich zum Tank zurückgeführt werden, so daß die Dynamik der Pumpenanordnung und das Warmstartverhalten erheblich verbessert werden.

Aus **Fig. 4** ist des weiteren entnehmbar, daß im Pumpendeckel **78** ein Zulaufanschluß **114** ausgebildet ist, über welchen der von der Vorförderpumpe **2** angesaugte Kraftstoff in die Axialbohrung **64** der Exzenterwelle **54** eintreten kann. Von der Axialbohrung **64** gelangt der Kraftstoff über die in der neutralen Faser der Exzenterwelle **54** ausgebildeten Radialbohrungen **68** in die Ringnut **70** beziehungsweise den Ringraum zwischen den Exzenter **86** und dem Exzenterring **56**. Der Druck im Ringraum wird in der eingangs beschriebenen Weise über die Verbindungsbohrungen **71** zur Auflagefläche des Gleitschuhs **60** auf die Anlagefläche **58** geführt.

Das heißt, in der Gleitebene zwischen diesen beiden Bauelementen herrscht der Druck im Ringraum **70**, der im wesentlichen dem Druck am Zulaufanschluß **114** entspricht.

Wie bereits im Zusammenhang mit **Fig. 1** erläutert wurde, tauchen die fußseitigen Endabschnitte der Kolben **38** mit dem Gleitschuh **60** in den Exzenterraum **62** ein, der im Zylindergehäuse **76** ausgebildet ist, und in dem der Exzenterring **56** mit dem Exzenter **86** aufgenommen sind. Wie insbesondere aus **Fig. 4** entnehmbar ist, steht der Druckraum **62** über einen Verbindungskanal **116** im Pumpenflansch **74** mit dem Anschluß **28** der Ventileinrichtung **20** in Verbindung, über die der Druck im Exzenterraum **62** innerhalb des vorbestimmten Druckbereiches (beispielsweise 3 bis 10 bar) gehalten wird. Am Eingangsanschluß der Ventileinrichtung **20** liegt der Ausgangsdruck der Vorförderpumpe **2** an, der über einen Vorförderkanal **118** im Pumpenflansch **74** abgegriffen wird. Wie bereits beschrieben, steuert die Ventileinrichtung **20** den Anschluß **28** auf, sobald der Druck im Vorförderkanal **118** den unteren Grenzwert (3 bar) überschreitet. Bei Überschreiten des oberen Grenzwertes (10 bar) wird der Anschluß **30** aufgesteuert und eine Verbindung zum Tankanschluß **112** geöffnet, so daß der Druck im Exzenterraum **62** stets innerhalb der vorbestimmten Grenzen gehalten wird. Die Ventileinrichtung **20** ist im Bereich der Axialbohrung **94** gemäß **Fig. 2** aufgenommen.

Die Verdränger **88** der Vorförderpumpe **2** liegen ebenfalls an den ihnen zugeordneten Anlageflächen **58** an, wobei die Anlage über Gleitschuhe oder über einstückig mit den Verdrängern **88** ausgeführten Auflageabschnitte erfolgen kann.

Zur Verbesserung des Startverhaltens sind die Verdränger **88** in herkömmlicher Weise über Kolbenfedern **120** gegen die Anlageflächen **58** des Exzenter **56** vorgespannt.

Jeder Verdränger **88** hat eine als Axialbohrung ausgeführte Durchgangsbohrung **121**, über die der Kraftstoff (Druckmittel) in den Verdrängerraum **122** ansaugbar ist.

Die Durchgangsbohrungen **121** wirken zusammen mit dem Exzenterring **56** ausgebildeten Ansaugbohrungen **124**, die in der Ringnut **70** münden. Die Relativposition der Ansaugbohrungen **124** und der Durchgangsbohrungen **121** ist derart gewählt, daß aufgrund der "Taumelbewegung" der Exzenter scheibe **56** die Durchgangsbohrungen **121** auf- und zugesteuert werden können. Das heißt, die Saugventile der Vorförderpumpe werden praktisch durch das Auf- und Zusteuren der Durchgangsbohrungen **120** über den Exzenter **56** ersetzt.

Wie **Fig. 3** entnehmbar ist, sind die Druckventile der Pumpeinheiten der Vorförderpumpe **2** wiederum durch jeweils ein Plattenventil **126** gebildet, dessen Ausgangsanschluß im Vorförderkanal **118** mündet.

Wie insbesondere **Fig. 2** entnehmbar ist, ist der Vorförderkanal **118** zum Eingangsanschluß des in der Axialbohrung **92** aufgenommenen Volumenstromregelventils geführt, über das eine Drosselung des Kraftstoffvolumenstroms zum Eingangsanschluß der Hochdruckpumpe **6** erfolgt. Entsprechend ist der Ausgangsanschluß **128** des Volumenstromregelventils **14** mit dem im Pumpendeckel **78** ausgebildeten Saugkanal **106** verbunden, der zum Saugventil **42** der Pumpeinheiten **34** bis **36** der Hochdruckpumpe **6** führt. Auf die bauliche Ausgestaltung des Volumenstromregelventils **14** soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden, da dies für die Erfindung von untergeordneter Bedeutung ist.

Die Abdichtung zwischen dem Exzenterraum **62** und den Bohrungen der Exzenterwelle **54** erfolgt unter anderem über den Exzenterring **56** und den darauf gleitend geführten Kolben **38**. Auf die sonstigen Dichtungselemente zur Abdichtung der Pumpenanordnung soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden.

Bei der vorbeschriebenen Konstruktion sind die Pump-

einheiten der Vorförderpumpe 2 und der Hochdruckpumpe 6 radial in einer Ebene um die Exzenterwelle 54 verteilt, so daß eine sehr kurz bauende Pumpenanordnung erhalten wird, bei der die Scheibenbauweise einen besonders einfachen Aufbau und eine einfache Ausbildung der Verbindungskanäle ermöglicht. Um einen möglichst guten Wirkungsgrad zu erhalten, sind die Kolben 38 mit einer vergleichsweise geringen Passung in die Zylinderbohrung eingepaßt, während die Verdrängerkolben 88 mit einem größeren Spiel im Zylinder 90 laufen, um die Einstellbarkeit zu verbessern.

Ein besonderer Vorteil der vorbeschriebenen Konstruktion liegt darin, daß der Exzenterring über die Verdränger 88 abgestützt ist, so daß eine zuverlässige Lagepositionierung mit Bezug zu den Kolben 38 der Hochdruckpumpe 6 gewährleistet ist.

Durch den Antrieb über einen gemeinsamen Exzenter 86 kann die Fördermenge der Vorförderpumpe 2 einfach an den Bedarf der Hochdruckpumpe 6 angepaßt werden, wobei die Fördermengencharakteristik aufgrund der gemeinsamen Betätigung besonders gut mit derjenigen der Hochdruckstufe harmonisiert.

Um den Verschleiß im Anlagebereich zwischen dem Gleitschuh 60 und der Anlagefläche 58 zu minimieren, können in der Anlagefläche kleine Kerben ausgebildet werden, über die eine Kühlmittelströmung vom Exzenterraum 62 zu der Verbindungsbohrung 71 aufgebaut werden kann, so daß praktisch eine Kühlströmung entlang der Auflagefläche vorliegt.

Die Verdränger 88 der Vorförderpumpe 2 liegen aufgrund der Wirkung der Kolbenfeder 120 stets am Exzenterring 56 an, so daß über die Vorförderpumpe 2 unmittelbar nach dem Starten des Motoren Kraftstoff gefördert werden kann. Beim Starten des Verbrennungsmotors wird das Volumenstromregelventil 14 in eine Durchgangsstellung gebracht, so daß die Verdrängerräume der Zylinder 40 mit Kraftstoff gefüllt und in ihre Anlageposition an den Exzenterring 56 ausgefahren werden. Wenn der von der Vorförderpumpe 2 aufgebaute Druck den unteren Grenzwert von 3 bar überschreitet, wird die Ventileinrichtung 20 aufgesteuert, so daß der Exzenterraum 62 mit Kraftstoff gefüllt und die Vorspannung der Kolben in Richtung auf den Exzenter 86 aufgebaut wird. Der Füllgrad der Verdrängerräume der Hochdruckpumpe 6 wird über die entsprechende Regelposition des Volumenstromregelventils 14 eingestellt, so daß ein entsprechender Druck an die Common-Rail CR abgegeben wird.

Die einander zuweisenden Stirnseiten des Zylindergehäuses 76, des Pumpenflansches 74 und des Pumpendeckels 78 sind als Multifunktionsflächen ausgeführt, die mehrere Funktionen, beispielsweise die Bereitstellung der Ventilsitze für die in Plattenbauweise ausgeführten Druckventile der Hochdruck- und der Vorförderpumpe, die Zusammenführung der von der Vorförderpumpe 2 geförderten Förderströme, die Versorgung der Ventileinrichtung 20 mit dem Vorförderdruck, die Versorgung des Volumenstromregelventils 14 mit Vorförderdruck, die Abdichtung der einzelnen, unterschiedlichen Druckniveaus aufweisenden Druckräume und die axiale Führung der Exzenterwelle 54 und des Exzenterringes 56 erfüllen kann.

Bei dem in **Fig. 6** dargestellten Ausführungsbeispiel ist die Sammelleitung 48 durch einen im Pumpenflansch 74 umlaufenden Ringkanal 130 gebildet, in dem die Ausgangsanschlüsse der Druckventile 44 der Hochdruckpumpe 6 münden. Die Fertigung dieses umlaufenden Ringkanals 130 ist besonders einfach, wenn der Pumpenflansch 74 durch einen Grundkörper 132 und einen Außenring 134 gebildet ist, wobei der Ringkanal 130 als Umfangsnut am Grundkörper 132 ausgebildet ist.

Nach dem Ausbilden des Ringkanals 130 und der zum Druckventil 44 führenden Winkelbohrung wird der Außenring 134 aufgesetzt und mit dem Grundkörper 132 verbunden. Diese Verbindung kann beispielsweise durch Elektronenstrahlschweißen erfolgen.

Selbstverständlich ist die Erfindung nicht auf die gemeinsame Anordnung der Verdränger der Hochdruckpumpe 6 und der Vorförderpumpe 2 entlang des Umfangs eines Exzentrers 86 beschränkt, sondern bei besonders großem Hubvolumen könnten auch sechs Hochdruck-Kolben 38 an einem Exzenter angeordnet werden, wobei dann die Verdränger 88 der Vorförderpumpe 2 in einer parallelen Ebene angeordnet sind. Eine derartige Pumpe würde ein größeres Hubvolumen aufweisen, hätte allerdings eine größere Baulänge.

Auch bei sauggedrosselten Verstellpumpen kann der Wärmeanfall im Kraftstoff sehr hoch werden, so daß Maßnahmen zur Kühlung ergriffen werden müssen.

**Fig. 7** zeigt ein Ausführungsbeispiel, bei dem der von der Common-Rail zurückgeführte Kraftstoffstrom und/oder der aus dem Tank angesaugte Kraftstoff vor dem Eintreten in die Verdrängerräume gekühlt wird.

Beim gezeigten Ausführungsbeispiel erfolgt der Zulauf von dem Tank oder von der Common-Rail und der Ablauf zur Common-Rail über einen Befestigungsflansch 136, so daß entsprechend der Zulaufanschluß 114 und der Druckanschluß 8 stirnseitig an der Rückseite des Pumpenflansches 74 ausgebildet sind. Der zugeführte Kraftstoff wird über einen Axialkanal 138 durch den Pumpenflansch 74, das Zylindergehäuse 76 und den Pumpendeckel 78 geführt und tritt in eine Spiralfeder 140 ein, die in der Stirnfläche eines Kühldeckels 142 eingebracht ist. Der Kühldeckel ist auf die Rückseite des Pumpendeckels 78 aufgeschraubt.

Die Spiralfeder 140 mündet in einem zwischen dem Kühldeckel 142 und dem Pumpendeckel 78 angeordneten Kühlkanal, über den der Kraftstoff in die Axialbohrung 64 eintritt. Auf einem nabenförmigen Vorsprung des Kühldeckels 142 ist ein Lüfterring 146 drehbar gelagert, das drehfest mit der Exzenterwelle 54 verbunden ist. Der Umfangsbereich des Kühldeckels 142 und das Lüfterring 146 sind von einem Deckel 148 umgeben, in dem Durchbrüche 150 für den Lufteintritt vorgesehen sind. Der Deckel 148 kann einstückerig mit dem Stahlrohr 80 ausgebildet sein, so daß dieser napfförmig geformt ist.

Der Kühldeckel 142 wird aus einem Material mit guter Wärmeleitfähigkeit gefertigt, so daß der die Spiralfeder 140 durchströmende Kraftstoff durch die über das Lüfterring 146 bewirkte Luftströmung gekühlt wird.

Diese Variante ist energetisch günstiger und kompakter als eine externe Kühlseinrichtung, so daß sich die Abmessungen der Pumpenanordnungen gegenüber herkömmlichen Lösungen weiter minimieren lassen.

Die Anmelderin behält sich vor, auf eine derartige Kühlung einen eigenen nebengeordneten Anspruch zu richten, der unabhängig von der Anordnung und Konstruktion der Verdränger ist. Bei dem in **Fig. 7** beschriebenen Ausführungsbeispiel erfolgt die Entlüftung ebenfalls über den Befestigungsflansch 136, so daß der Entlüftungskanal 110 entsprechend im Pumpenflansch 74 ausgebildet ist.

Dem besseren Verständnis halber sei nochmals der Strömungspfad des Kraftstoffes innerhalb der Pumpenanordnung 1 beschrieben:

Bei laufendem Verbrennungsmotor tritt der Kraftstoff über den Zulaufanschluß 114 in die Axialbohrung 64 der Exzenterwelle 54 ein. Von dort gelangt der Kraftstoff in die Ringnut 70, so daß bei entsprechender Relativposition einer Ansaug- oder Steuerbohrung 124 mit Bezug zur Durchgangsbohrung 120 Kraftstoff in den Verdrängerraum 122 einer Pumpeinheit der Vorförderpumpe 2 angesaugt wird. Bei der

weiteren Umdrehung des Exzentrers **86** wird dieser Kraftstoff verdichtet und über das Plattenventil **126** in den Vorförderkanal **118** eingeleitet. Der druckbeaufschlagte Kraftstoff wird über den Vorförderkanal **118** zum Eingangsanschluß des Volumenstromregelventils **14** und dort auf einen über die Motorsteuerung regelbaren Druck angedrosselt. Der Ausgangsanschluß **128** des Volumenstromregelventils **14** ist über den Saugkanal **106** mit den Saugventilen **42** verbunden, so daß durch Öffnen eines Plattenventiles der Kraftstoff in den Verdrängerraum der Hochdruck-Pumpeinheiten einströmen kann.

Der Druck im Vorförderkanal **118** liegt auch am Eingangsanschluß der Ventileinrichtung **20** an, so daß bei Überschreiten eines Vorförderdruckes von 3 bar der Anschluß **28** aufgesteuert und der Exzenterraum **62** mit diesem Druck beaufschlagt wird. Folglich werden die Kolben **38** der Hochdruckpumpe **2** durch die sich aufbauende Druckdifferenz über der Auflagefläche der Gleitschuhe **60** an die Anlagefläche **58** in Richtung auf den Exzenter **86** beaufschlagt. Aufgrund der Rotation des Exzentrers **86** wird der im Verdrängerraum einer Pumpeinheit **34** bis **36** befindliche Kraftstoff komprimiert und über das Druckventil **44** in den Druckkanal **100** eingespeist, über den der druckbeaufschlagte Kraftstoff zum Hochdruckanschluß **8** und weiter zur Common-Rail CR geführt wird.

Bei den vorbeschriebenen Ausführungsbeispielen wirkt die Druckdifferenz stets direkt auf den Kolben **38** bzw. auf seinen Gleitschuh **60**. Dabei muß die Auflagefläche des Kolbens **38** bzw. des Gleitschuhs **60** über die Ringnut **70** und die darin mündenden Bohrungen **71**, **68**, **64** druckentlastet werden, so daß insbesondere die Herstellung des Exzenterrings **56** und der Exzenterwelle **54** vergleichsweise aufwendig ist.

Eine Vereinfachung des Aufbaus und eine zusätzliche Stabilisierung der Relativlage des Exzenterrings **56** läßt sich durch einen Aufbau der Pumpenanordnung gemäß Fig. 8 bewirken.

Das Grundprinzip der in Fig. 8 dargestellten Schaltung entspricht im wesentlichen der in Fig. 1 dargestellten Pumpenanordnung **1**. D. h., das Druckmittel wird über eine Vorförerpumpe **2** aus einem Tank T angesaugt und über die Saugleitung **12** dem Sauganschluß **4** einer Hochdruckpumpe **6** zugeführt und über den Hochdruckanschluß **8** an einen Verbraucher, beispielsweise die Common-Rail abgegeben.

In der Saugleitung **12** ist das Volumenstrom- oder Saugdrosselventil **14** angeordnet, über das der Füllgrad der Hochdruckpumpe verstellbar ist.

Beim gezeigten Ausführungsbeispiel hat die Hochdruckpumpe drei Pumpeinheiten **34**, **35**, **36**, die in einem gemeinsamen Pumpengehäuse **72** aufgenommen sind. Jede Pumpeinheit **34**, **35**, **36** hat eine Zylinderbohrung **156**, in der ein Stützkolben **154** axialverschiebbar geführt ist. In einem radialerweiterten Teil der Zylinderbohrung **156** ist eine Zylinderbuchse **158** gelagert, in der der Kolben **38** axialverschiebbar geführt ist. Den störseitigen Abschluß der Zylinderbohrung **156** bildet ein Zylinderkopf **160**, in dem das Saugventil **42** und das Druckventil **44** aufgenommen sind.

Gemäß Fig. 8 hat der Stützkolben **154** einen tassenförmigen Querschnitt und liegt mit seinem Boden **162** auf der Anlagefläche **58** (Fig. 1) des Exzenterrings **56** auf. Der Kolben **38** wird über eine Tellerfeder **164** oder einen sonstigen Mitnehmer gegen die Innenstirnfläche des Bodens **162** vorgespannt. Die Tellerfeder **164** ist entlang ihres Umfangs an einer Innenschulter **168** des Stützkolbens **154** abgestützt und greift mit der Umfangskante ihrer Innenbohrung an einer Ringnut **170** des Kolbens **38** an. Die Tellerfeder **164** hat des weiteren Durchbrüche **172** durch die hindurch Druckmittel zur Innenstirnfläche des Bodens **162** fließen kann.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel taucht die Zylinder-

buchse **158** mit ihrem vom Zylinderkopf **160** entfernten Endabschnitt in den tassenförmigen Stützkolben **154** ein, wobei allerdings ein Ringspalt **166** zwischen der Zylinderbuchse **158** und dem Mantel des Stützkolbens **154** gebildet wird.

Jeweils zwei benachbarte Pumpeinheiten **34**, **35**, **36** sind über Verbindungskanäle **174**, **175** bzw. **176** miteinander verbunden. Ausweislich Fig. 8 münden die Verbindungskanäle **174** zwischen der Ringstirnfläche des Stützkolbens **154** und dem zylinderkopfseitigen Endabschnitt der Zylinderbuchse **158**. Das in den Verbindungskanälen **174**, **175**, **176** aufgenommene Druckmittel kann durch den Ringspalt **166** in den Innenraum der Stützkolben **154** einströmen, so daß dieser durch den Druck in den Kanälen **174**, **175**, **176** in seine Anlageposition gegen den Exzenterring **56** vorgespannt wird.

Der Exzenterring **56** ist in einem Exzenterraum **178** angeordnet, der über die Tankleitung **66** mit dem Tank T verbunden ist. Da der Stützkolben **154** mit seinem Boden in den Exzenterraum **178** eintaucht, wirkt auf den Stützkolben **154** der Druck im Exzenterraum **178**, der etwa dem Tankdruck T entspricht. Die auf dem Stützkolben **154** wirkende Druckkraft ergibt sich somit aus dem Differenzdruck zwischen dem Druck im Exzenterraum **178** und dem Druck in den Druckkanälen **174**, **175**, **176** – oder genauer gesagt – im Inneren des Stützkolbens **154**.

Da insbesondere die Gleit- und Anlageflächen des Exzenterrings **56** einer vergleichsweise hohen Belastung ausgesetzt sind, ist zwischen den Verbindungskanälen **174**, **175**, **176** und dem Exzenterraum **178** eine Drosselbohrung **180** ausgebildet, über die Druckmittel zur Kühlung und/oder Schmierung in den Exzenterraum **178** einspeisbar ist.

Der durch die Kanäle **174**, **175**, **176** und die Innenräume der Stützkolben **156** gebildete Druckraum ist über ein Rückschlagventil **182** mit der Druckleitung **16** verbunden, die von der Saugleitung **12** der Hochdruckpumpe abzweigt. Das Rückschlagventil **182** ist somit in Öffnungsrichtung von dem Ausgangsdruck der Vorförerpumpe beaufschlagt. Die Federrate der Rückstufefeder **184** ist so ausgewählt, daß das Druckmittel beim Anfahren der Pumpenanordnung erst bei Überschreiten eines Mindestvorförderdruckes in die Druckkanäle **174**, **175**, **176** eingespeist wird. Dadurch ist gewährleistet, daß beim Anfahren der Pumpenanordnung die Hochdruckpumpe mit dem maximalem Vorförerpumpenvolumenstrom versorgt wird. Bei Überschreiten dieses Mindestdrucks wird das Rückschlagventil **182** aufgesteuert und der vorbeschriebene Druckraum mit Druckmittel gefüllt, so daß die Stützkolben **154** hydraulisch in ihre Anlageposition vorgespannt sind. Die sich in diesem Druckraum ausbildende Leckage (beispielsweise über die Drosselbohrung **180**) wird dann durch Öffnen des Rückschlagventils **182** ausgeglichen.

Aufgrund der geschlossenen Ausbildung des Druckraumes (Verbindungskanäle **174**, **175**, **176** und Innenräume der Stützkolben **154**) wird das Druckmittel durch die Axialbewegung der Stützkolben **154** zwischen den Pumpeinheiten **34**, **35**, **36** hin- und hergeschoben, so daß sich bei normaler Funktion keine Druckerhöhung in diesem Druckraum einstellt. Beim Kippen oder Verdrehen des Exzenterrings **56** werden die Stützkolben **154** aus ihrer Grundposition nach außen bewegt, so daß der vorgenannte Druckraum verkleinert und der auf die Stützkolben **154** wirkende Druck erhöht wird. D. h., der auf die Stützkolben **154** wirkende Anpreßdruck erhöht sich bei einer Verdrehung des Exzenterrings **56**, so daß dieser wieder in seine Grundposition zurückgestellt wird. Ein Verdrehen des Exzenterrings **56** ist bei der in Fig. 8 dargestellten Ausführungsform nahezu ausgeschlossen.

Bei dem in Fig. 8 gezeigten Ausführungsbeispiel sind die Vorförerpumpe und die Hochdruckpumpe getrennt vonein-

ander oder in zwei axialbeabstandeten Ebenen angeordnet. Selbstverständlich ließe sich dieses Ausführungsbeispiel auch mit einem Aufbau gemäß **Fig. 2** realisieren, bei dem die Verdränger einer Vorförderpumpe und die Kollbeneinheiten der Hochdruckpumpe über einen gemeinsamen Exenter betätigt werden.

Beim dargestellten Ausführungsbeispiel wirkt der Stütz-  
kolben **154** auch als Gleitschuh. Selbstverständlich könnte  
die erfundungsgemäße Lagesicherung des Exenterrings **56**  
auch bei Ausführungsbeispielen angewendet werden, bei  
denen Gleitschuh und Stützkolben getrennt voneinander  
ausgebildet werden.

Offenbart ist eine Pumpenanordnung, die insbesondere  
für Common-Rail-Einspritzsysteme geeignet ist. Die Pumpen-  
anordnung hat eine Hochdruckpumpe in Radialkolben-  
bauweise, bei der eine Kollbeneinheit hydrostatisch in Rich-  
tung auf den Exzenter vorgespannt sind.

## Patentansprüche

1. Pumpenanordnung mit einer Hochdruckpumpe **(6)** in Radialkolbenbauweise, mit zumindest einer Pumpeneinheit **(34, 35, 36)**, in der eine Kollbeneinheit **(38, 154)** geführt ist, die gegen einen Exzenterantrieb **(54, 86)** mit Exzenterring **(56)** vorgespannt ist, so daß die Drehung eines Exzentrers **(86)** in eine Hubbewegung der Kollbeneinheit **(38, 154)** zum Ansaugen und Verdichten von Druckmittel im Verdrängerraum der Pumpeneinheit **(34, 35, 36)** umsetzbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Kollbeneinheit **(38, 154)** mittels einer Druckkraftresultierenden hydraulisch in die Anlageposition gegen den Exzenterring **(56)** vorspannbar ist.
2. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 1, wobei ein Kolben **(38)** der Kollbeneinheit **(38, 54)** dichtend an einer Anlagefläche **(58)** des Exzenterrings **(56)** anliegt, in der eine Verbindungsbohrung **(71)** zu einem Druckraum **(70)** mündet, und wobei ein Kolbenfuß **(60)** in einem vom Verdrängerraum getrennten Exzenterraum **(62)** geführt ist, in dem ein höherer Druck als derjenige im Druckraum **(70)** herrscht.
3. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben **(38)** über einen Gleitschuh **(60)** auf dem Exzenterring **(56)** abgestützt ist, und daß die Verbindungsbohrung **(71)** den Exzenterring **(56)** etwa in Radialrichtung durchsetzt.
4. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindungsbohrung **(71)** in einer Zuführleitung **(70, 68, 64)** mündet, die in der Exzenterwelle **(54)** ausgebildet ist und mit einem Tank **(T)** für das Druckmittel verbunden ist.
5. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Zuführleitung eine Axialbohrung **(64)** hat, in der Radialbohrungen **(68)** münden, die ihrerseits zu einer Ringnut **(70)** am Außenumfang der Exzenterwelle **(54)** geführt sind.
6. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Radialbohrungen **(68)** im Bereich der neutralen Faser der Exzenterwelle **(54)** angeordnet sind.
7. Pumpenanordnung nach einem der Patentansprüche 2 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Exzenterraum **(62)** über eine Druckleitung **(116, 16, 17)** mit einer Vorförderpumpe **(2)** verbunden ist.
8. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Exzenterraum **(62)** und der Vorförderpumpe **(2)** eine Ventileinrichtung **(20)** angeordnet ist, über die der Druck in der Druckleitung **(16, 17, 116)** in einem vorbestimmten Bereich ein-

stellbar ist.

9. Pumpenanordnung nach einem der Patentansprüche 3 bis 5 und 7 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Vorförderpumpe **(2)** eine Radialkolbenpumpe ist, deren Verdränger **(88)** über die Exzenterwelle **(54)** angetrieben werden, und daß der Zulaufanschluß **(116)** der Vorförderpumpe **(2)** mit dem Druckraum **(70)** und der Druckanschluß **(126, 118)** der Vorförderpumpe **(2)** mittelbar oder unmittelbar mit dem Sauganschluß **(106)** der Hochdruckpumpe verbindbar ist.
10. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Hochdruckpumpe **(6)** und die Vorförderpumpe **(2)** jeweils drei Kolben **(38)** beziehungsweise Verdränger **(88)** haben, die abwechselnd über den Umfang verteilt am Exzenterring **(56)** der Exzenterwelle **(54)** anliegen.
11. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 10 und 5, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Verdränger **(88)** der Vorförderpumpe **(2)** eine Durchgangsbohrung **(120)** hat, die in Abhängigkeit von der Tangentialbewegung des Exzenterrings **(56)** mit einer diesen durchsetzenden Ansaugbohrung **(124)** verbindbar ist, um Druckmittel anzusaugen.
12. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 1, wobei die Kollbeneinheit einen Kolben **(38)** hat, dem ein in der Pumpeneinheit **(34, 35, 36)** geführter Stützkolben **154** zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Stütz-  
kolben **(154)** über die Druckkraftresultierende in seine Anlageposition vorgespannt ist.
13. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß ein Kolbenfuß des Kolbens **(38)** auf einem Boden **(162)** des Stützkolbens **(154)** abgestützt ist, und daß dieser in seine Anlageposition über eine Druckleitung **(16)** durch einen dem Vorförderdruck einer Vorförderpumpe **(2)** entsprechenden Druck und in der Gegenrichtung durch den Druck in einem Exzenterraum **(178)** beaufschlagt ist.
14. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Hochdruckpumpe **(6)** mehrere Pumpeneinheiten **(34, 35, 36)** hat, deren Stütz-  
kolben **(154)** über Verbindungskanäle **(174, 175, 176)** mit der Druckleitung **(16)** verbunden sind.
15. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß in der Druckleitung **(16)** ein Rückschlagventil **(182)** angeordnet ist.
16. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 12 oder 13, Pumpenanordnung nach Patentanspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindungs-  
kanäle **(174, 175, 176)** und der Exzenterraum **(178)** über eine Drosselbohrung **(180)** miteinander verbunden sind.
17. Pumpenanordnung nach einem der Patentansprüche 7 bis 16 dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Vorförderpumpe **(2)** und Hochdruckpumpe **(6)** ein Volumenstromregelventil **(14)** angeordnet ist, über das der Füllgrad der Hochdruckpumpe **(6)** steuerbar ist.
18. Pumpenanordnung nach einem der Patentansprüche 9 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß ein Pumpenghäuse **(72)** dreiteilig mit einem Pumpenflansch **(74)**, einem Zylindergehäuse **(76)** und einem Pumpendeckel **(78)** ausgebildet ist, und daß vorzugsweise im Bereich der Saugventile ein Entlüftungskanal **(50)** ausgebildet ist, der zu einem Tankanschluß **(T)** führt.
19. Pumpenanordnung nach Patentanspruch 17 gekennzeichnet durch einen Kühlkanal **(140, 144)**, der in thermodynamischer Wechselwirkung mit einem von der Exzenterwelle **(54)** angetriebenen Lüfterrad **(146)** steht.

20. Pumpenanordnung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche 2 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß entlang der Auflagefläche der Kolben (38) auf den Exzenter (56, 86, 54) Kerben ausgebildet sind, über die eine Kühlströmung vom Exzenterraum (62) hin zum 5 Druckraum (70) erfolgt.

---

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

---

10

15

20

25

30

35

40

45

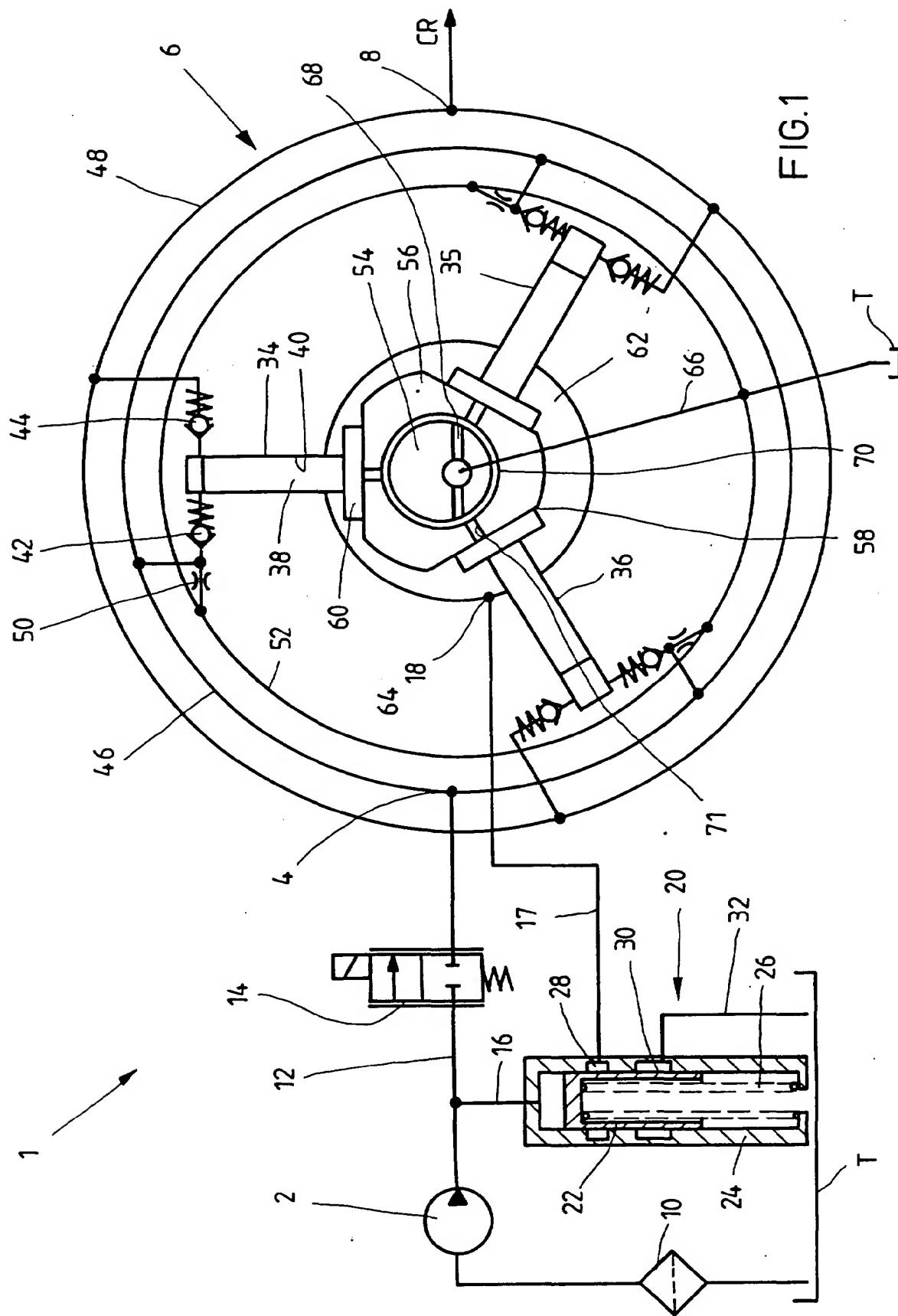
50

55

60

65

**- Leerseite -**



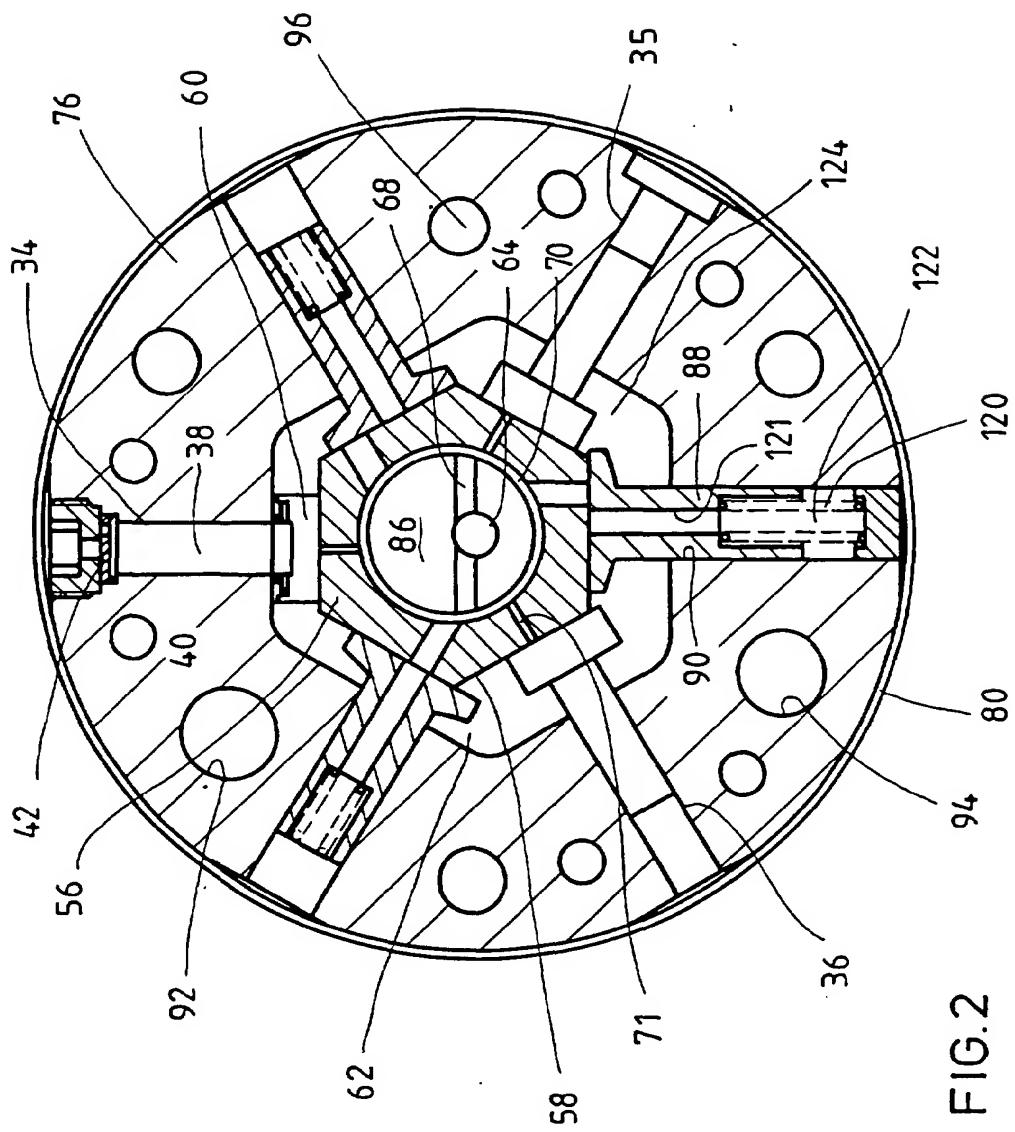


FIG. 2

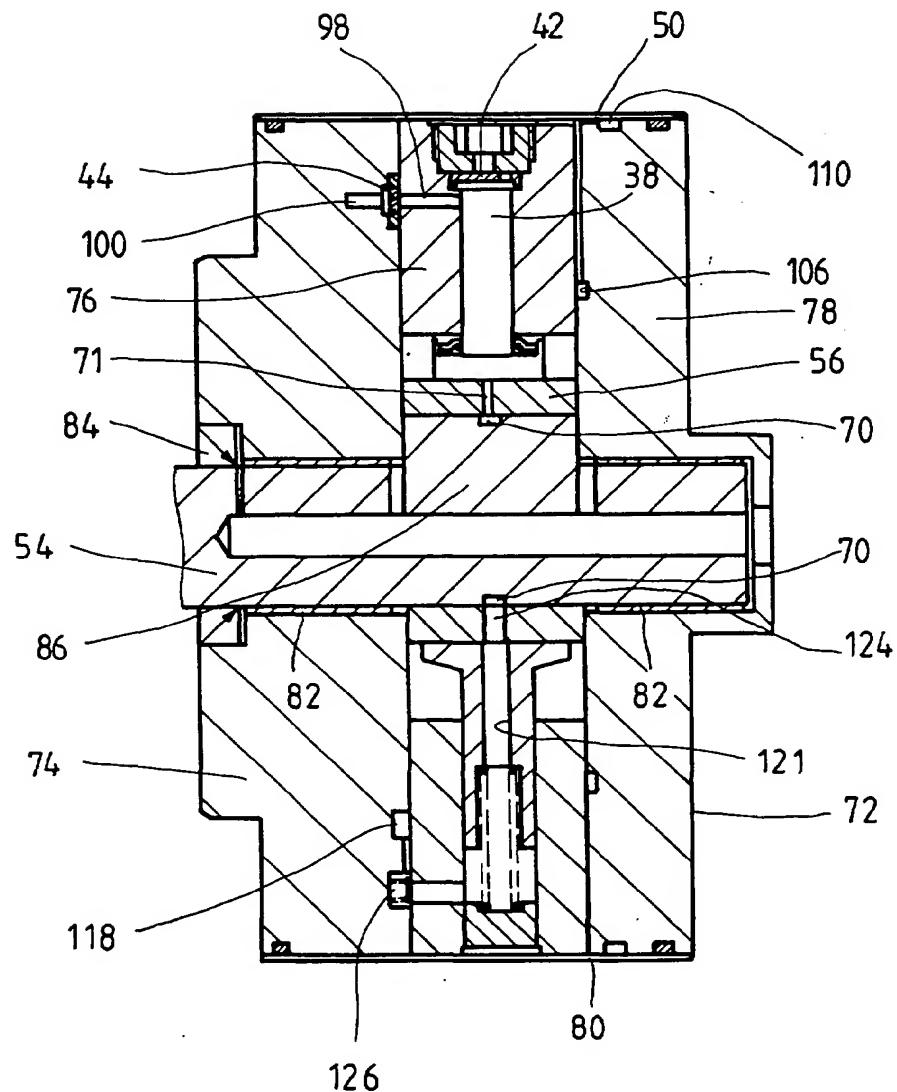


FIG.3

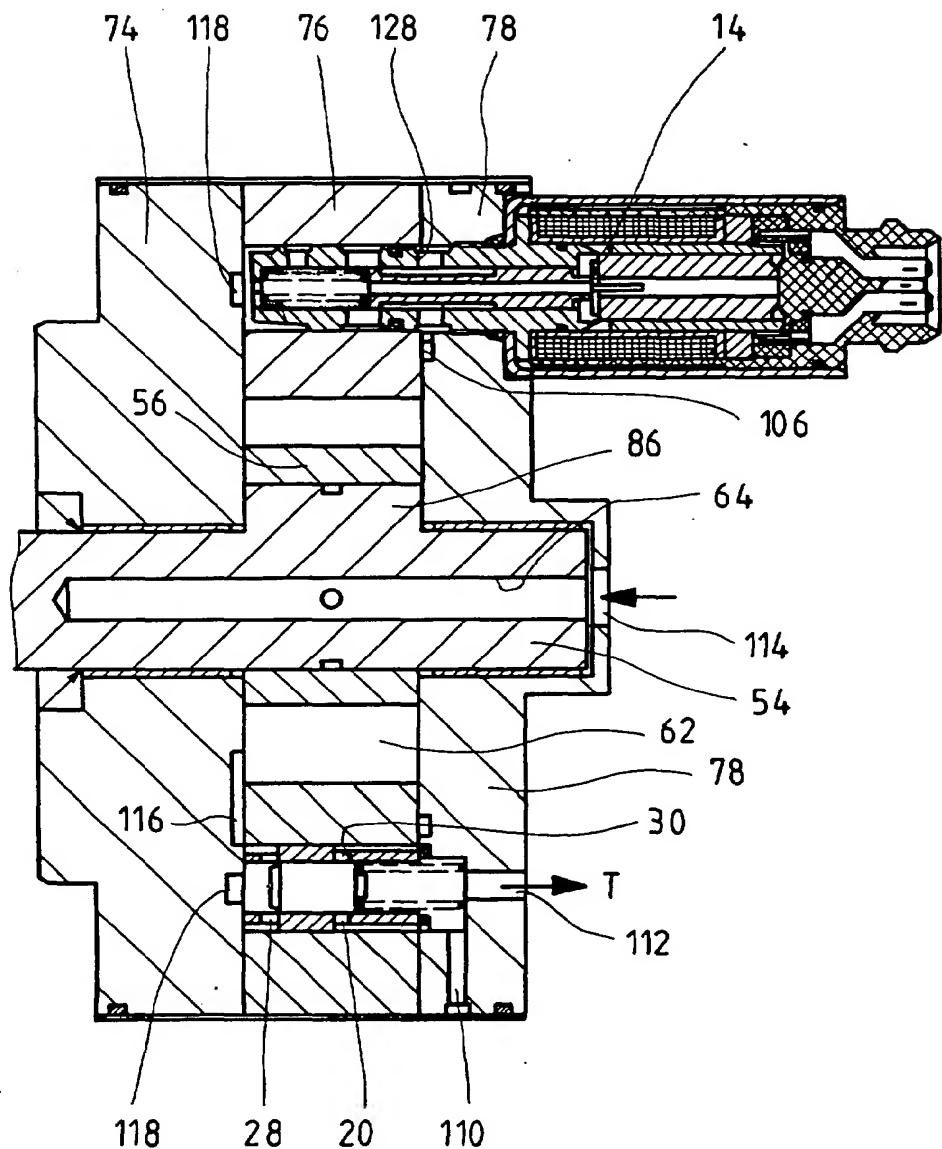


FIG. 4

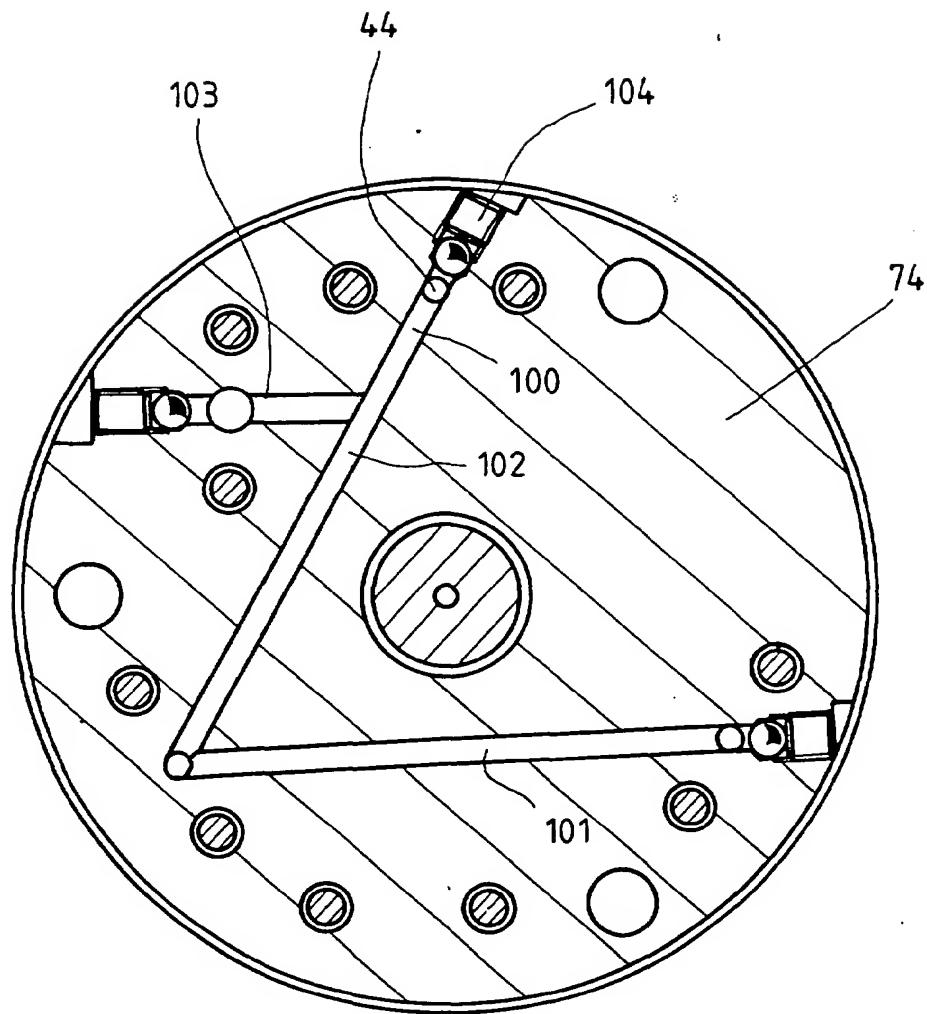


FIG.5

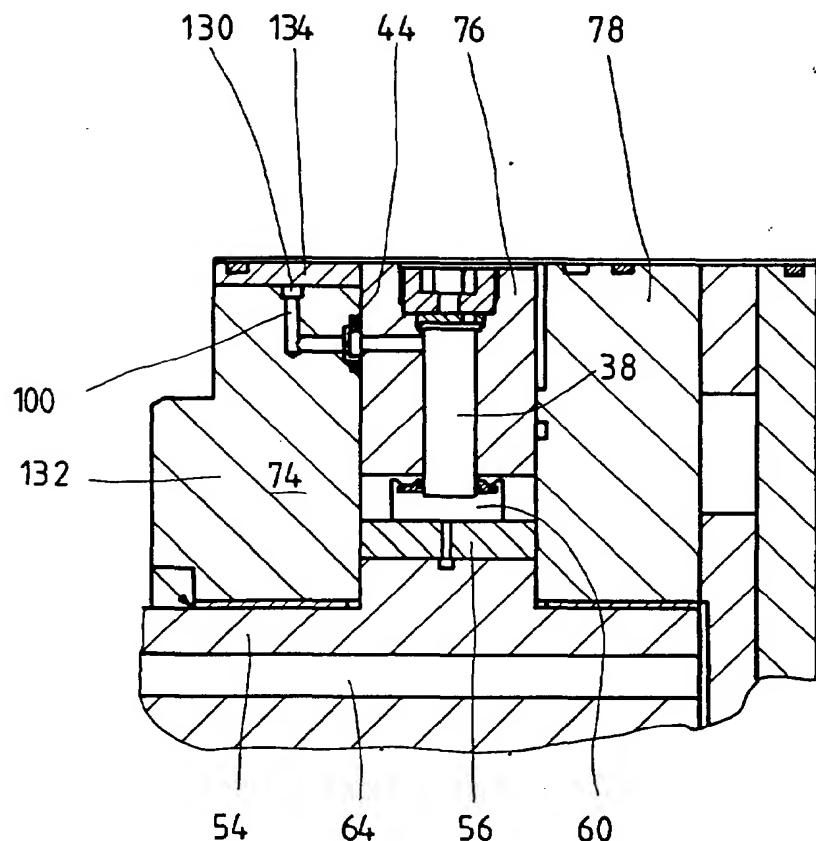


FIG. 6

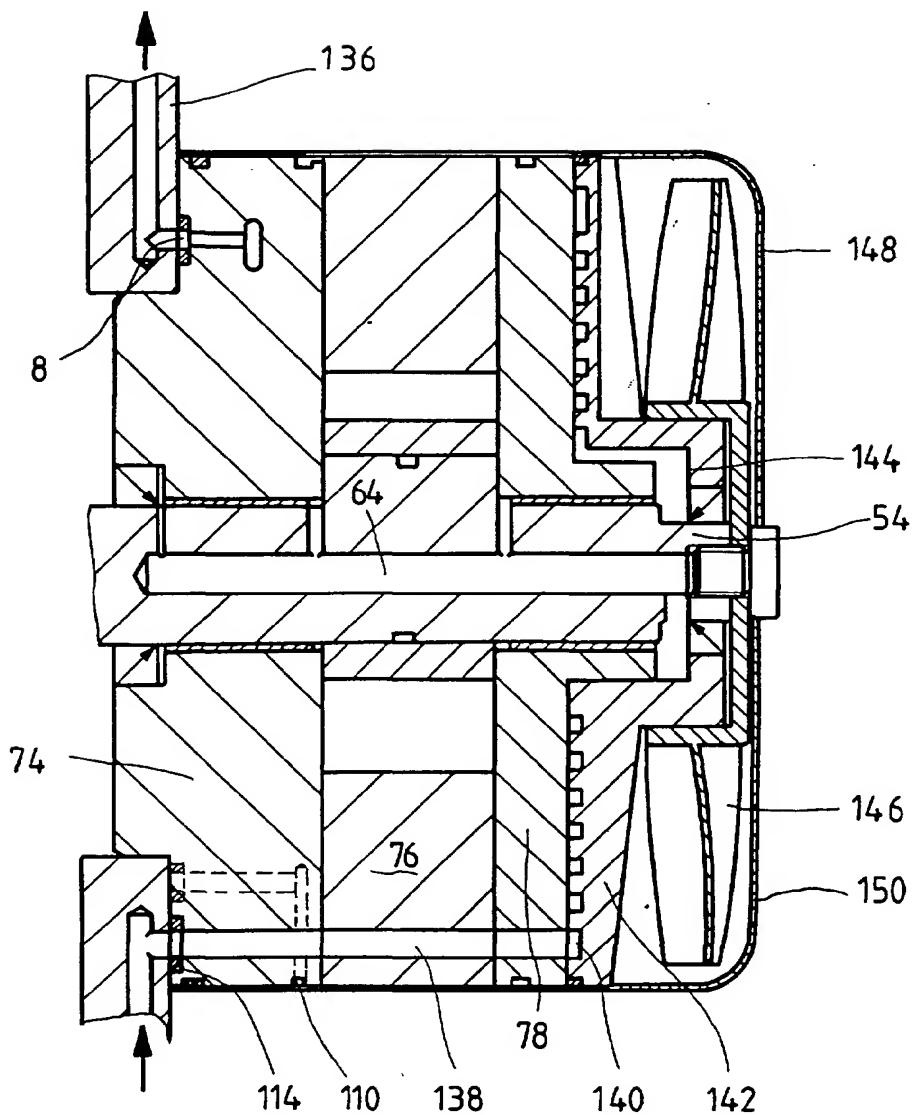


FIG. 7

